

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 11-210849

(43)Date of publication of application : 03.08.1999

(51)Int.Cl.

F16H 9/12

F16G 5/16

F16H 55/56

(21)Application number : 10-207789

(71)Applicant : VAN DOORNES TRANSMISSIE BV

(22)Date of filing : 23.07.1998

(72)Inventor : ARUJEN BURANDOSUMA

(30)Priority

Priority number : 98 98200148

Priority date : 21.01.1998

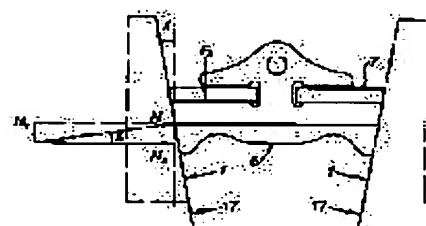
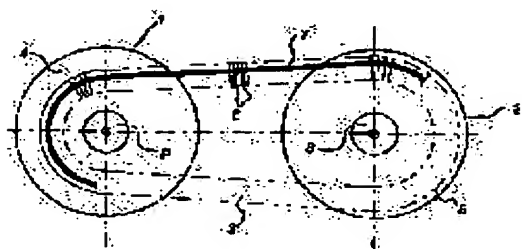
Priority country : EP

(54) CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a transmission in which the ratio between flank angle and the coefficient of friction is set so as to maintain the durability of a structural body, that is, which does not cause damage to a belt, or which is provided with a belt eliminating the possibility of causing damage in a short period or even in a long period.

SOLUTION: In relation to a conical flank angle λ forming an acute angle under the action of the coefficient μ of friction, and in a continuously variable transmission which is provided with pulleys 1, 2 capable of interacting with each other and a belt 3, and in which the belt 3 is suited to be subjected to both pressing force and tensile force, when the ratio between flank angle λ in rotated state and the tangential effective coefficient μ_{tan} of friction is measured in radian, the coefficient μ_{tan} of friction is set to less than 1.1 times the value of related flank angle λ and to more than 0.55 times the above value.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 19.10.1998

[Date of sending the examiner's decision of rejection] 21.04.2000

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number] 3453307

[Date of registration]

BEST AVAILABLE COPY

BEST AVAILABLE COPY

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平 1 1 - 2 1 0 8 4 9

(43) 公開日 平成11年(1999)8月3日

(51) Int. Cl.⁶ 識別記号

F 1 6 H 9/12

F 1 6 G 5/16

F 1 6 H 55/56

F I

F 1 6 H 9/12

B

F 1 6 G 5/16

C

F 1 6 H 55/56

審査請求 有 請求項の数 6 O L

(全 8 頁)

(21) 出願番号 特願平10-207789

(22) 出願日 平成10年(1998)7月23日

(31) 優先権主張番号 98200148.9

(32) 優先日 1998年1月21日

(33) 優先権主張国 ヨーロッパ特許庁 (E P)

(71) 出願人 592180177

ファン ドールネズ トランスミツシイ

ベスローテン フェンノートシャップ

オランダ国テイルブルグ, ドクター エイ

チ. ファン ドールネベグ 120

(72) 発明者 アルジェン ブランドスマ

オランダ国 テイルブルグ, ロムバーディ

ジェンラーン 225

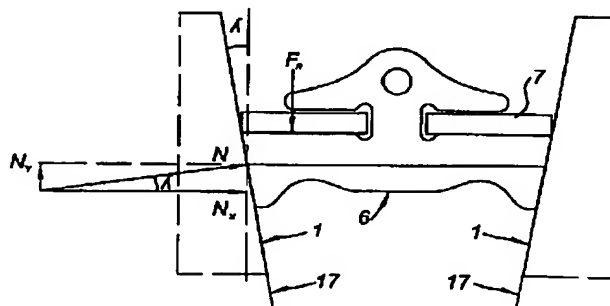
(74) 代理人 弁理士 浅村 皓 (外3名)

(54) 【発明の名称】 連続可変伝動装置

(57) 【要約】

【課題】 フランク角と摩擦係数との間の比率が構造体の耐久性を保持するように設定され、換言すると、ベルトの破損が起こらず、または短期間またはより長い期間でも起きる見込みがないベルトを備えた伝動装置を提供する。

【解決手段】 摩擦係数 μ の作用下で鋭角をなす円錐角 λ において相互に作用可能であるプーリ 1、2 およびベルト 3 を備えかつ該ベルトが押圧力と引張力との両方をうけるために好適である連続可変伝動装置において、回転状態におけるフランク角 λ と接線方向の有効摩擦係数 μ_{tan} との間の比率がラジアンで測定されるときに摩擦係数 μ_{tan} が関連したフランク角 λ の値の 1. 1 倍よりも小さく、しかもその値の 0. 5 5 倍よりも大きく設定される。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 摩擦係数 (μ) の作用下で鋭角をなす円錐角 (λ) において相互に作用することができるプーリ (1, 2) およびベルト (3) を備えかつベルト (3) が押圧力と引張力との両方をうけるために好適である連続可変伝動装置において、回転状態におけるフランク角 (λ) と接線方向における有効摩擦係数 (μ_{tan}) との間の比率がラジアン単位で測定されるときに摩擦係数 (μ_{tan}) が関連したフランク角 (λ) の値の 1.1 倍よりも小さく、しかもその値の 0.55 倍よりも大きいことを特徴とする連続可変伝動装置。

【請求項 2】 接線方向における有効摩擦係数 (μ_{tan}) がラジアン単位のフランク角 (λ) の 0.7367 倍の値と等しくまたは可能な限りその値に近くまたはいずれにしても前記値の 10% の公差以内にあることを特徴とする請求項 1 に記載の連続可変伝動装置。

【請求項 3】 フランク角 (λ) が 0.19 ラジアンよりも小さく、かつ摩擦係数 (μ_{tan}) が 0.06 よりも大きいことを特徴とする請求項 1 または請求項 2 に記載の連続可変伝動装置。

【請求項 4】 接線方向における有効摩擦係数 (μ_{tan}) が伝動装置の最大加速状態において決定されることを特徴とする請求項 1、請求項 2 または請求項 3 に記載の連続可変伝動装置。

【請求項 5】 接線方向における有効摩擦係数 (μ_{tan}) が毎分 3000 回転の入力回転速度において測定可能であることを特徴とする請求項 1、請求項 2、請求項 3 または請求項 4 に記載の連続可変伝動装置。

【請求項 6】 前記各項のいずれか 1 項に記載の連続可変伝動装置に使用するために好適なベルトまたはプーリ、またはそれらの組立体。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は請求項 1 の序文に記載の連続可変伝動装置に関する。

【0002】

【従来の技術および発明が解決しようとする課題】 このような伝動装置は、一般的には、例えば、欧州特許出願公開第 0777069 号または SAE 技術論文シリーズ 881734 から知られている。軸線方向の力を作用する既知の伝動装置においては、いわゆる押圧ベルトが相互にある距離を隔てて据え付けられた 2 つのプーリの 1 対の僅かに円錐形のシーブの間に締め付けられている。ベルトおよびシーブは、プーリの回転軸線に直交する鋭角、フランク角または円錐角を形成する接触面において相互によりかかっている。2 つのプーリの締付力は、一定の変速比を有する平衡状態が得られるように設定されている。伝動装置は、この比率を連続的に可変に変更するように作用し、すなわち、2 つのプーリの一方において締付力を増大すると共に、無段変速 (stagele

ss shifting) を行う。既知の伝動装置においては、押圧ベルトは、金属製リングから形成されかつ引張力を吸収することができる少なくとも一つの可撓性のバンド組立体と、該バンド組立体を少なくとも大きく自由に包囲しかつベルトが押圧力を伝達することを可能にする横方向要素とからなる。一般に知られている伝動装置は、通常、11 度または 0.192 ラジアン of フランク角を備えている。

【0003】 ベルトとプーリとの間のくさびで締め付ける作用は、鋭角をなすフランク角と関連している。休止状態の間の伝動装置の変速移動を可能にするために、一般的に容認された規則により、ベルトを半径方向に移動することができるように、すなわち、 $\tan \lambda > \mu$ を満たすように接触面の角度の正接 (タンジェント) が摩擦係数よりも大きくなければならない。 $\tan \lambda > \mu$ を満たす点を有する線は、自動ロック限度 (self-locking limit) として知られている。この自動ロック限度に近い状態において、ベルトの移動またはシフトを可能にするために、伝動装置の 2 つのプーリのうちの一方のプーリに作用する軸線方向の力が他方のプーリに作用する軸線方向の力よりも極めて大きくなければならない。伝動装置、特に車両用伝動装置の実際の用途においては、この目的のために設けられた動力源 (power generator) の能力がこの場合には不適當であるかもしれない。それゆえに、連続可変伝動装置の設計においては、自動ロック限度は、フランク角と半径方向における摩擦係数との間の比率に関するテストパラメータを構成している。

【0004】

【課題を解決するための手段】 しかしながら、実際のテストから、たとえフランク角が自動ロックにより設定された限度を満たしていても、上記の型式の押圧ベルトを備えている伝動装置がベルトの予期しない破損を発生することがあることが判明した。本発明の目的は、フランク角と摩擦係数との間の比率が構造体の耐久性を保持するように設定され、換言すると、ベルトの破損が起らず、または短期間またはさらに長い期間においても破損が起きる見込みがない前述した型式のベルトを有する伝動装置を提供することにある。本発明によれば、このような伝動装置は、請求項 1 の特徴の部分による処置により得られる。

【0005】 本発明は、慣用の処置が、現在の型式のベルト、例えば、チェーンまたは伸びたまたは伸びていないゴムベルトではない、押圧力を伝達することができるベルト型式のための良好な伝動装置を設計するためには不適當であるとの洞察および問題に基づいている。本発明は、また、この押圧力が前述した破損が発生するための理由の一部分であるという洞察に基づいている。特に、回転状態において、前述した破損がそれ自体が知られている自動ロックテストに従っているにもかかわらず

起きることがあることが十分に理解されている。それゆえに、本発明は、回転状態のための付加的な限度、すなわち、座屈限度を設定している。回転状態においては、本発明を基礎とする洞察により、ベルトとプーリとの間の実際の摩擦に関する摩擦ベクトルの接線方向成分が識別されなければならない。このベクトルの絶対値は、接線方向における有効な動的摩擦係数 μ を表示する。本発明を基礎とする洞察による摩擦ベクトルは、半径方向および接線方向の両方において常に発生するベルトの非常に僅かなすべりの合力である。この場合の接線方向におけるすべりは、押しベルトを介して一方のプーリから他方のプーリに伝達されるべき力と関係し、一方、半径方向におけるすべりは、例えば、変速比について行われるいかなる調節の場合においても、プーリに起きるベルトの半径方向の移動に関する。さらに、本発明を基礎とする洞察によれば、伝動装置の回転状態、すなわち、伝動装置の変速装置部分の回転状態の下では、摩擦ベクトルの接線方向成分は、摩擦ベクトルの半径方向成分よりも大きい。本発明は、前述した摩擦ベクトルの接線方向成分の振幅が前述したベルトの破損のために決定的であり、従って、良好な伝動装置の設計のために決定的であることに基づいている。

【0006】それゆえに、本発明による伝動装置は、運転の間にベルトとシーブとの間に起きる摩擦プロセスの方向および振幅を考慮しかつ押しベルトの特性、すなわち、押圧力および引張力の同時の発生を考慮して設計されてきた。

【0007】本発明を基礎とするさらに一つの洞察によれば、前述したベルトの破損は、実際には、押圧力が2つのプーリの間に配置されたベルトの部分における引張力よりも大きくなる結果として起きる。引張力を伝達する横方向要素が相互に平坦によりかかるとできることはいえ、多数の横方向要素が相互によりかかる場合には、不安定な状態が起り、もしもバンドに作用する引張力が不相当であれば、ベルトの座屈または破裂が起きることがある。この場合には、ベルトに発生すべき押圧力がベクトルの接線方向成分から得られる接線方向の有効摩擦係数と関連しかつバンドに作用する引張力がプーリのフランク角と関連し、該フランク角が法線力の半径方向成分を決定することが理解されよう。伝動装置が設定された伝達される動力において比較的に大きいフランク角を有するように設計されている場合には、比較的に大きい張力がバンドに発生し、材料の疲労の結果、ベルトの破損が起きるかもしれない。材料の疲労の結果としてのベルトの破損は、本発明により、ベルトを意図された用途に対して寸法を大きくする (over dimensioning) ことにより阻止されるべきである。

【0008】従って、本発明を基礎とする洞察によれば、最大の伝達可能な動力および現在の型式のベルトを有する伝動装置の耐久性が回転状態においてフランク角

と接線方向における有効摩擦係数との間の選択された比率により決定される。

【0009】本発明を基礎とするさらに一つの洞察によれば、この比率はさらに影響をおよぼす要因、例えば、押圧ベルトのバンド組立体と横方向要素との間の摩擦係数、運転中に起きる遠心力およびベルトの伝動装置の2つのプーリの間の変速比を支配しまたは伝達されるべき動力に制限を加えることにより支配する。

【0010】本発明を基礎とする洞察によれば、従来技術において、変速装置の自動ロックを参照すると、「摩擦係数」として述べられた要因は、有効摩擦ベクトルの半径方向成分に属するものとして理解すべきである。静的な状態におけるこのベクトルの絶対値は、一般的に知られている静的な摩擦係数と一致する。

【0011】前述した自動ロック限度および該限度の式は、SAE技術論文シリーズ881734の特に7頁の欄2の序文に記載されている。また、前述した自動ロック限度および該限度の式は、欧州特許公告E P - A - 0 7 9 8 4 9 2 から知られている。この特許公告においては、この限度に関して、動的な状態における摩擦係数が静的な状態における摩擦係数よりも低いという事実の実施可能な設計の必然的な結果について説明がなされている。この特許公告は、一般的に適用できる教旨に基づいておりかつ押しベルトと伝動要素、例えば、引張荷重のみをうけることができるチェーンとの間の差異を基礎として区別していないことに基づいている。本発明を基礎とする洞察とは逆に、この公告は動的な摩擦係数の値が自動ロック限度の式に適用されなければならないことを教示している。

【0012】「電気自動車用の鋼製V-ベルト連続可変伝動装置 (CVT) の設計研究」と題するNASA公告NTIS 82299の特に41頁から、構造体の低い摩擦係数をプーリの締付力を増大しかつ円錐角を減少することにより補正することができることが知られている。この教旨は、円錐角と摩擦係数との間の前述した接線方向の関係と一致しかつこの関係から当然の結果として得られる。また、この書類 (40頁) から、0.06の低い動的な摩擦係数を5.5°から6.5°までの円錐角と組み合わせ使用することができると知られている。しかしながら、伝動装置の効率を改良するために、本発明により、ちょうど今述べた摩擦係数よりも高い摩擦係数を使用することが好ましい。

【0013】「金属製の押圧V-ベルト型連続可変伝動装置 (CVT) の研究」と題するSAE技術論文シリーズ940735の特にパート1には、その他の題目の中で、摩擦係数と変速比との間の関係の詳細な説明がなされている。しかしながら、この研究は、円錐角と摩擦係数との間の関係を言及しておらず、また連続可変伝動装置用の設計パラメータとしての座屈限度をも言及していない。

【0014】一方、本発明による伝動装置の好ましい実施例においては、伝動装置の円錐角が19ラジアンよりも小さく、他方、摩擦係数の接線方向成分が0.06よりも大きい。これらの条件内で設計された伝動装置は、フランク角の減少と共に、バンドに作用する引張応力が減少し、一方、シーブによる締付力が同じであるという利点を有する。さもないければ、材料および製造工程が同じである場合、またはいずれにせよ、接線方向の摩擦係数が実質的に同じ値に保たれる場合には、ベルトの耐用寿命の間にベルトの高い引張荷重または疲労の結果、ベルトの座屈、破損が起きる機会がさらに減少する。他方、0.06よりも大きい摩擦係数は、すべりが過大になることを阻止するために必要な締付力を阻止しかつそれにより伝動装置の効率に悪影響をおよぼす。

【0015】本発明による伝動装置のさらに好ましい一実施例においては、摩擦係数は、ラジアン単位でのフランク角の0.7367倍の値と等しく、または可能な限りその値に近く、いずれにしても前記値の10%の公差以内にある。この好ましい比率は、実際問題として、座屈の結果、ベルトが破損することがあり得る比率の値に対して十分な余裕を維持する。他方、バンドに作用する引張力が疲労を阻止するために十分に低く、かつ起こり得る最高の許容可能な動力を比較的に高い効率で伝達することができる。

【0016】

【発明の実施の形態】本発明を図面を参照して以下にさらに詳細に説明する。図1はそれ自体が知られておりかつ例えば自動車に使用するために好適である連続可変伝動装置の伝動要素を図解的に示す。この伝動装置は、2つのプーリ1、2を備え、各々のプーリ1、2は、それらの間に取り付けられた駆動ベルトまたはベルト3を有する1対の僅かに円錐形のベルトシーブからなっている。1対のシーブ1、2は、一次軸Pおよび二次軸Sのそれぞれのまわりに取り付けられている。駆動ベルト3は、支持部材7を備えている。支持部材7上には、横方向要素6が可動であるように取り付けられている。このような横方向要素の一実施例を図2に示してある。関係した横方向要素6は、支持部材7を収容するための凹部13を備えている。支持部材7は、例えば、平坦な金属製のリングの束からなることができる。前述した凹部13の頂部側は、閉鎖ピン10により閉ざすことができる。閉鎖ピン10は、横方向要素6の穴11および12内に配置することができる。横方向要素の別の実施例を図3に示してある。この場合には、関係した横方向要素6は、内部に支持部材7を収容することができる1対の凹部14を含む。支持部材7は、エンドレス要素の束、例えば、相互のまわりに配置された平坦な可撓性の金属製バンドにより一般的に形成されている。両方の実施例においては、横方向要素6は、先細（converging）側面8を備えている。側面8は、ベルトシーブ1

および2のそれぞれの円錐形の接触面4および5と係合することができる。この係合により仮想接触面17が画成される。仮想接触面17は、既知の伝動装置においては、関係した回転軸線に直交する線に対して11°または0.192ラジアンの角度入をなすものと想像できる。最後に画成された角度は、フランク角または円錐角（cone angle）と記載してある。伝動装置内に存在する伝動油のために、この場合には、油膜が一方の側における接触面4および5と他方の側における側面8との間に形成することができ、その結果、駆動ベルト3は、ベルトシーブ1および2に対してすべることができる。その結果、伝動装置の効率は、この結果、低下しかつ過度の摩耗が発生する。この効率低下および摩耗を阻止するために、側面8および/または接触面4、5は、粗い構造体を有する。シーブおよびリンクの荒さと伝動油の型式の選択との組合せにより、回転状態においてプーリとベルトとの間に有効摩擦係数を発生する。

【0017】図4（a）および図4（b）は、支持部材7に対して同様に平行に延在しまたは斜めに延在することができる隆起部16の形態の突出部の間の例えばみぞ15の形態の相互に異なるプロファイル面を備えている側面8を有する横方向要素6を示す。

【0018】図5はベルトプーリの組合せに作用する力を図解的に示す。法線力Nは、実際問題として、サイズが可変である圧力室内に作用する液圧により発生し、圧力室の一つの壁部が可動でありかつプーリのシーブにより形成される。この圧力室への液圧は、液圧ポンプにより供給される。作用した圧力により反力Nが生ずる。反力Nは、接触角入のいかんにより、軸線方向に向く力N_xと、半径方向に外向きの力N_yとに分解することができる。プーリと接触するすべての要素と一緒に作用する法線力の和は、運転の間に有効摩擦係数μの接線方向成分と組み合わせられ、ベルトにより伝達可能な押圧力を決定する。この場合には、すべての掴まれた要素に作用する法線力の積μおよび該法線力の和が最小である場合にプーリに注意を払わなければならない。要素の間の押圧力のための可能な最大値は、とりわけ、支持部材が伸びた状態にある場合に要素の間の点において、それ自体を証明することができる。半径方向の力N_yは、形成された円弧（arc）内に発生した支持部材7の反力によりベルトにより打ち消され、前記反力は、図5に示すように、要素当たりの力F_rに相当するバンドに作用する半径方向に内方に向いた荷重においてそれ自体を表示する。さて、もしもベルトの伸びた部分の一つにおいて、押圧力が局部的に引張力よりも大きくなれば、これは本発明を基礎とする洞察によるベルトの破損によりそれ自体を表示する。それゆえに、使用する間のベルトの完全性は、とりわけ、摩擦係数μと組み合わせられ、フランク角入の関数になり、その条件は常にプーリに対するベルトの接線方向のすべりが阻止され、換言すると、事実上

発生しないように、軸線方向の力が高くなければならない。

【0019】本発明によれば、回転状態において、プーリに対するベルトの半径方向の移動、それゆえに、半径方向のすべりもまた起こるが、しかし、この移動は常に接線方向に対して非常に僅かである。一例を挙げると、実質的にすべりがなく、例えば、接線方向において最大 1 % のすべりにおいて毎秒 2 m の非常に低いベルト速度により、毎秒 0. 0 1 m のすべりを発生する。5 0 mm の最大行程において最大値 4 秒におけるベルトの非常に迅速な移動により、半径方向において毎秒 1 2. 5 mm = 毎秒 0. 0 0 1 2 5 m のすべりを発生する。これは回転状態における半径方向のすべりが少なくともほぼ係数 1 0 の大きさ程度であり、かつ実際問題として、一般的には、係数 1 0 0 の大きさであり、従って、接線方向におけるすべりよりも低いことを意味する。それにもかかわらず、両方のすべり移動は実際に起きるすべりの成分を形成し、前記の実際に起きるすべりの成分のサイズおよび方向は、前述した成分から逸脱する。この実際のすべりは、有効摩擦を伴いつつそれにより実際の摩擦係数を伴う。そのサイズおよび方向は、この係数をベクトルとして与えることができることを意味する。接線方向の摩擦係数 μ_{tan} または半径方向の摩擦係数 μ_{rad} が以下に述べるような場合には、それゆえに、これは実際に起きる摩擦の場合に考えられる摩擦ベクトルの接線方向成分または半径方向成分に属する摩擦係数を指示する。

【0020】図 6 は種々のフランク角 λ および摩擦係数 μ_{tan} を与え、これらの両方の値の比率は本発明による伝動装置が満たさなければならない。フランク角 λ はラジアン単位で x - 軸に沿って示し、一方、回転状態における有効摩擦係数 μ_{tan} は y - 軸に沿って示してある。本発明を基礎とする洞察によれば、 y - 軸に沿って示したこの係数を「トルク伝達係数」(“torque transmission coefficient”)と呼ぶことが好ましい。本発明による μ_{tan} / λ の比率が 1. 1 である最上部の線 B。は、実際の目的のために適用されるべき座屈限度を形成しかつその比率を超えるとベルトの座屈、それゆえに、ベルトの破損の実際の機会に遭遇する比率を示す。このような破損は、たぶん、例えば、横振動のような外乱により開始される。理論的な考慮に基づく、ベルトに作用する押圧力および引張力が等しい理論的な座屈限度が y - 軸に沿った漸近線により形成されることが予想されるかもしれない。このような理論的な座屈限度と現行の実際の座屈限度 B。との間の差異は、おそらくは、このような平衡状態を破壊することができる力の極めて小さい差異により説明すべきであろう。この点に関して本発明により決定された座屈限度 B。は、ほぼ 3 % の余裕と一致することが判明する。図 6 においては、比率 L 1 1 は、B。に対して安全限度を有する本発明の伝動装置の好ましい一実施例によ

り得られる比率を示す。 $\mu_{tan} / \lambda = 0. 7 3 6 7$ を有する好ましい比率 L 1 1 は、それ自体、座屈限度 B。からかなり離れているので、使用し始めるときおよびベルトの実際の耐用年数の間の両方においてベルト 3 の恒久的な完全性を予期することができる。他方、線 9 に沿った比率に対して十分な距離が得られ、L 9 の下方においては、伝達されるべき許容可能な動力が最適値よりも小さく、換言すると、得られる動力 (achievable) よりも低い。L 9 に沿った位置では、比率 μ_{tan} / λ は 0. 5 5 であり、ほぼ 1 7 % の安全限度と一致している。

【0021】本発明による伝動装置の場合における接線方向の有効摩擦係数 μ_{tan} は、次式により確立することができる。

【数 1】

$$\mu_{tan} = \frac{T \cdot \cos \lambda}{N_x \cdot 2 \cdot R}$$

式中、T は二次の 1 対のシーブに設定された軸線方向の力 N_x が作用するとき一次の軸、すなわち、入力軸に作用する最大の伝達可能なトルクと等しく、かつ R は一次の 1 対のシーブ上のベルトにより形成された円弧の半径、すなわち、横方向要素が相互に接触する半径を形成する。軸線方向の力は、プーリシーブに作用する液圧およびプーリシーブの圧力面 (pressure face) の寸法から計算することができる。軸線方向の力の部分は、実際問題として、ばねにより作用させることができる。この力は計算することができる。作用する圧力は、この目的のために組み込まれたポンプにより伝動装置内に供給されかつこの目的のために好適なマノメータにより決定することができる。作用する圧力の部分は、伝動油の遠心力によりひき起こされる。この力は計算することができる。この例における最大の伝達可能なトルクは、トルク測定軸により測定される。その測定は、自動車または試験台において行うことができる、伝動装置が本発明を基礎とする洞察により座屈限度 B。まで僅かの距離のみが維持されるように設計されている各々の場合には、測定は最大加速比またはオーバードライブ (増速駆動装置) において実施されるべきである。この場合には、可動の一次シーブは、半径 R が最大である最も外部の位置に配置されている。この場合の測定は、一次軸において毎分 3 0 0 0 回転の回転速度において実施される。必要であれば、この測定は、この回転速度に最も近い回転速度において実施されるべきである。伝動油はほぼ 7 0 °C に保つべきであり、一方、プーリ、ベルトおよび伝動油は、各々の測定のために新しい状態にすべきである。上記の測定を使用することにより、接線方向における有効摩擦係数の決定を簡単な方法で行うことができる。

【0022】図 7 は、 x - 軸に沿った第 1 象限において

接線方向における有効摩擦係数 μ_{tan} が y -軸に沿った摩擦係数の半径方向成分 μ_{rad} に対して図上に記入される、いわゆる、三象限図である。第2象限は、図6により、 y -軸に沿ったラジアンで示した円錐角および x -軸に沿った接線方向における有効摩擦係数 μ_{tan} に対して本発明による比率を図上に記入した状態を示す。第4象限は、ラジアン単位で x -軸に沿って示した円錐角と y -軸に沿った半径方向における有効摩擦係数 μ_{rad} との間の従来技術から知られている比率を表示している。第3象限は、第2象限の y -軸が第4象限の x -軸と同じであることを指示する湾曲連結線を示す。両方の軸線に沿って、円錐角 λ がラジアン単位で図上に記入されている。図7においては、下記の符号が使用されている。

$L1 = \mu_{static} = 0.17$; EP-A-0798492 から知られている。

$L2 = \mu_{dynamic} = 0.08$; EP-A-0798492 から知られている。

$L3 = \mu_{dynamic} = 0.06$; NASA 公告 NTIS 82299 から知られている。

$L4 = \mu_{static} = 0.3$; NASA 公告 NTIS 82299 から知られている。

$L5 = \lambda = 9.65^\circ$ (± 0.16 ラジアン); EP-A-0798492 から知られている。

$L6 = \lambda = 4.57^\circ$ (± 0.08 ラジアン); EP-A-0798492 から知られている。

$L7 = \mu = 0.06$; 本発明による好ましい実施例における μ_{tan} に対する制限条件。

$L8 = \mu_{dynamic} = 0.09$; 市販されているバン ドーネトランスミッションカンパニイの押圧ベルトを通じて知られている。

$L9 = \mu_{tan} / \lambda = 0.55$; 本発明による良好な効果的な伝達に関する設計のための μ_{tan} および λ の好適な比率を有する範囲の最低制限値。

$L10 = 0.190$ ラジアン; 本発明による好ましい実施例における λ のための最高制限値。

B_c = 本発明による μ_{tan} と λ との間の許容可能な最大比率のための座屈限度。

$B_s = \tan \lambda = \mu_{static}$ における自動ロック限度 (self-locking limit)。

$A1 = B_s$, $L6$, x -軸および $L5$ により決定された EP-A-0798492 から知られている μ および λ の可能な組合わせの面積。

$A2 = B_c$, $L10$, $L9$ および $L7$ により決定されかつ本発明による伝動装置の比率の範囲内に配置された本発明による伝動装置の好ましい実施例による μ_{tan} と λ との間の可能な組合わせの面積。

$P1$ = バン ドーネトランスミッションカンパニイの押圧ベルトを備えている伝動装置を通じて知られている $\lambda = 11^\circ$ (± 0.192 ラジアン) および $\mu = 0.09$ を有する点。

$P2$ = NASA 公告 NTIS 82299 から知られている $\lambda = 6.5^\circ$ (± 0.113 ラジアン) および $\mu = 0.06$ を有する点。

$P3$ = 同上 $\lambda = 6.0^\circ$ (± 0.105 ラジアン) を有する $P2$ 。

$P4$ = 同上 $\lambda = 5.5^\circ$ (± 0.096 ラジアン) を有する $P2$ 。

$P5 = \lambda = 8^\circ$ (± 0.140 ラジアン) および $\mu = 0.08$ を有する EP-A-0798492 による最適の組合わせ。

$V1$ = 本発明を基礎とする洞察により静的な状態における有効摩擦係数を示すベクトル。

$V2$ = ブーリとベルトとの間の回転状態において有力である実際の摩擦係数のための仮定的に決定できるベクトル。

【0023】ベクトル $V2$ は、動的な状態における摩擦係数のベクトルの半径方向成分 μ_{rad} の測定値が既知でないので、仮定値である。本発明により指定された上記の測定は、接線方向における有効成分 μ_{tan} のみを発生する。それゆえに、動的な状態における有効摩擦係数のための実際のベクトルを決定することができない。いわゆる動的な摩擦係数は、実際には、特許公告 EP-A-0798492 から知られているが、しかしこの公告は半径方向成分および接線方向成分により識別されていない。そのうえ、この公告におけるこの動的な摩擦係数は、自動ロック限度の式に使用されている。自動ロック限度の式は、本発明を基礎とする洞察により、少なくとも押圧ベルトの場合には、自動的に最適のしかも安全なベルトの設計が得られない。また、図7は、静的または動的な状態として識別されるべき摩擦係数に関して現在までに一般的に支持されている概念が本発明による接線方向における有効摩擦係数または回転するベルトブーリの組合わせを表す摩擦ベクトルにおける実際の摩擦の接線方向成分に属する摩擦係数と比較できないことを象徴的に明示している。

【0024】図7に $P1$ で示した摩擦係数 μ_{tan} の既知の値は、第4象限に示してある。その理由は、摩擦係数 μ_{tan} の既知の値が本発明によりそのために指定された測定方法により、本発明を基礎とする洞察によるいかなる概念もなくバン ドーネトランスミッションカンパニイにより決定され、かつそのために摩擦ベクトルの接線方向成分の絶対項 (absolute term) のみを含むからである。点 $P1$ もまた、上記の測定方法が本発明により識別された限度 B およびこのプロセスにおいて測定されるべき接線方向の有効摩擦係数 μ_{tan} を維持するために使用できることを例示している。図7、特に領域 $A2$ もまた、市販されている車両に成功裡に使用するために市販されている本発明の出願人の押しベルトの設計を改良するための実際の可能性を例示している。

本発明は上記の事項に限定されるものではなく、しかも

図示したすべての詳細事項および／または前記の特許請求の範囲に関する。

【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明が関係するそれ自体が知られている伝動装置の図解的な例示図。

【図 2】駆動ベルト用の横方向要素の可能な実施例の横方向の図。

【図 3】駆動ベルト用の横方向要素の別の一実施例の横方向の図。

【図 4】(a) 部は従来技術による真っ直ぐなみぞを有する図 3 の横方向要素の長手方向の図でありかつ (b) 部は従来技術による傾斜したみぞを有する図 3 の横方向要素の長手方向の図である。

【図 5】リンクが二つのシーブの間にくさびで締め付けられたプーリの部分の軸線方向横断面および半径方向横断面を図解的に示した図。

【図 6】x-軸に沿って示したフランク角とy-軸に沿って示したベルトとプーリとの間の摩擦係数との間の比率を示す図であり、本発明による比率は伝動装置を良好に設計するために重要である。

【図 7】従来技術から知られている比率と本発明により確認された比率の範囲とを比較すると共に有効摩擦係数

の半径方向成分と接線方向成分との間の本発明により必要な区別を示した図。

【符号の説明】

1, 2 プーリ

3 ベルト

4, 5 円錐接触面

6 横方向要素

7 支持部材

8 側面

10 ピン

11, 12 穴

13, 14 凹部

15 みぞ

16 隆起部

17 仮想接触面

λ 円錐角（鋭角）

μ 有効摩擦係数

μ_{tan} 接線方向有効摩擦係数

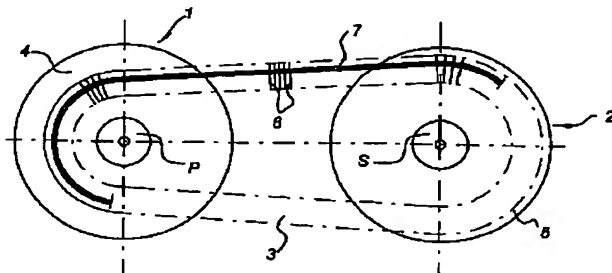
μ_{rad} 半径方向有効摩擦係数

20 N 法線力

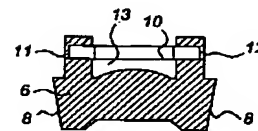
N_x 軸線方向に向く力

N_y 半径方向に外向きの力

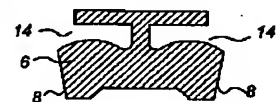
【図 1】



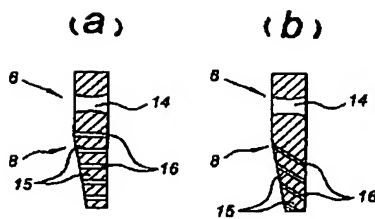
【図 2】



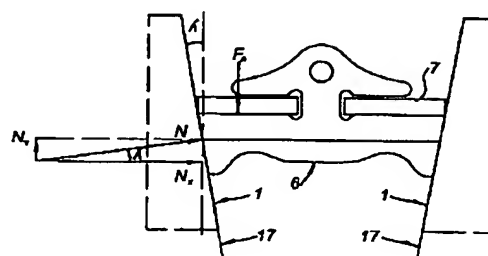
【図 3】



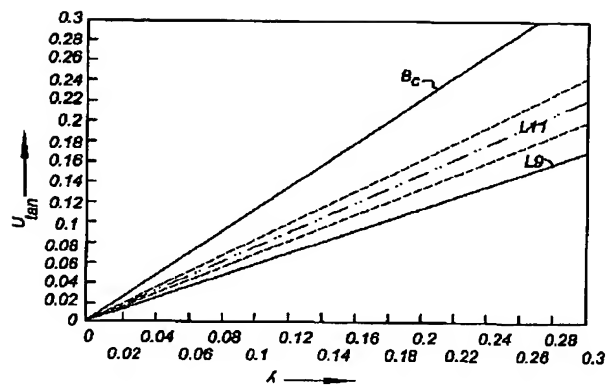
【図 4】



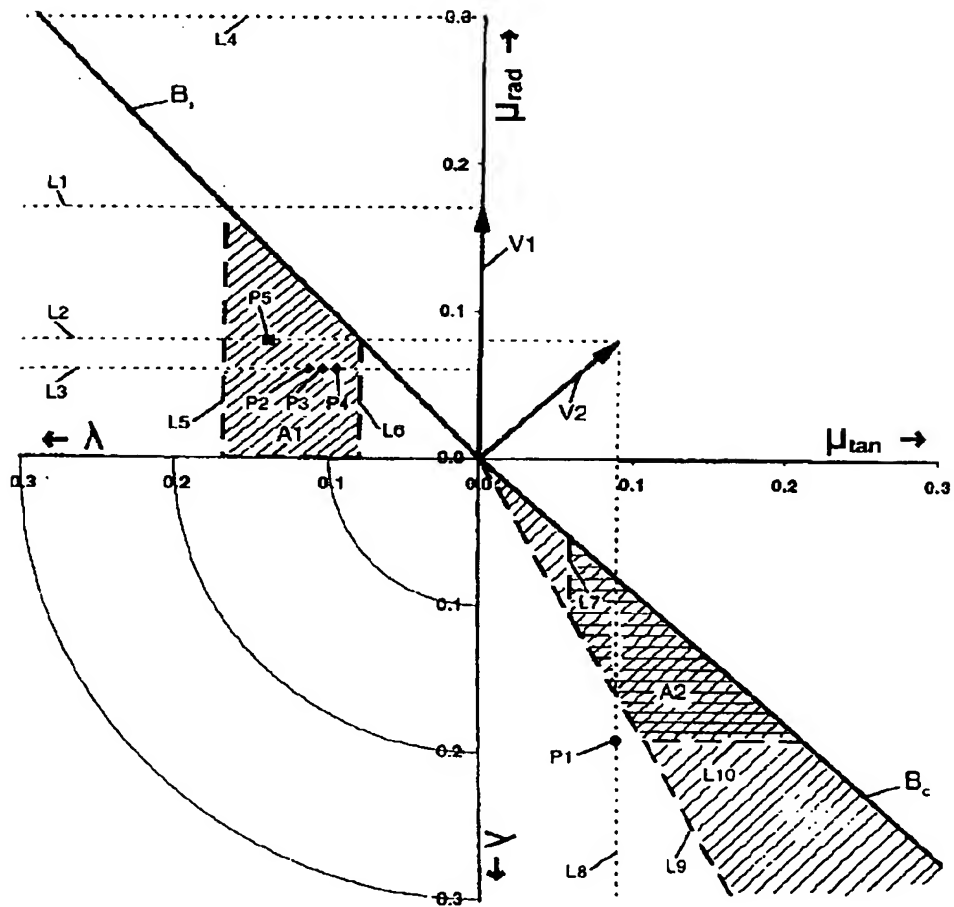
【図 5】



【図 6】



【図 7】



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☒ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☒ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☒ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.